

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.865

Л. А. Борисенко

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО ТИПА

UDC 621.865

L. A. Borisenko

BASICS OF THE DESIGN OF PLANETARY MECHANISMS WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES OF RADIAL TYPE

Аннотация

Рассматривается образование, свойства и основы проектирования планетарных механизмов с промежуточными телами качения радиального типа с ведущим кулачком в виде эксцентрика. Установлены общие признаки передач осевого и радиального типа. Предложена схема заменяющего рычажного механизма, на ее основе получены формулы для построения профиля зубьев многопериодного кулачка. Описываются конструкции и результаты испытаний опытных образцов механизмов.

Ключевые слова:

планетарная передача, кулачковый механизм, тела качения, передаточное отношение, заменяющий механизм, профиль зубьев, заострение зубьев.

Abstract

The paper deals with the formation, properties and design principles of planetary mechanisms with intermediate rolling bodies of radial type with a leading cam in the form of an eccentric. The general features of the gear of axial and radial type are defined. The design diagram of a substitute lever mechanism is proposed, and, on its basis, the formulas for constructing the teeth profile of a multi-period cam are obtained. Designs and test data of the prototype mechanisms are described.

Key words:

planetary gear, cam mechanism, rolling bodies, gear ratio, equivalent mechanism, teeth profile, teeth point.

В последнее время активно изучаются механизмы с новым видом зацепления с использованием промежуточных тел качения, шариков или роликов. Хотя такие механизмы известны уже достаточно давно [1], практическое их использование стало возможным благодаря доступности новых технологий металлообработки. Эти передачи нельзя классифицировать как обычные зубчатые передачи, т. к. преобразование дви-

жения осуществляется с помощью кулачков специального профиля и тел вращения в виде шариков или роликов. Количество модификаций механизма велико и продолжает непрерывно расти. К настоящему времени известно несколько десятков схем механизмов с промежуточными телами качения [2]. Разнообразны также названия передач: передача со свободными телами качения, шариковая планетарная передача,

синусо-шариковая передача, радиально-плунжерная передача, волновая передача с промежуточными звеньями, передача Synkinetics и т. д.

Отмечаются следующие преимущества рассматриваемых передач перед планетарными: выше КПД, более высокие передаваемые мощности, лучшие массогабаритные характеристики, низкая стоимость производства при той же долговечности и точности [2].

Если принять за классификационный признак направление перемещения тел качения, можно различать передачи осевого и радиального типов. Передача осевого типа, в частности, рассмотрена в [3, 4].

В настоящее время наибольшее применение находит передача радиального типа с эксцентриком (рис. 1) [5, 6]. Эту передачу можно рассматривать как

комбинацию прямого однопериодного кулачкового механизма в виде эксцентрика, работающего в режиме кулачок–толкатель и обратного многопериодного кулачкового механизма, работающего в режиме толкатель–кулачок. Оба кулачка имеют общую ось, толкатель выполнен в виде тела вращения (шарика или ролика), который принято называть промежуточным телом качения. Исходя из этого передачу можно назвать эксцентриско-кулачковой. В других более сложных вариантах эксцентрик заменяется кулачком специального профиля, овалом или двумя оппозитными эксцентриками. Возможен также инверсионный вариант механизма, в котором ведущий эксцентрик выполнен в виде цилиндрической поверхности, внутри которой размещается многопериодный кулачок с внешними зубьями [7].

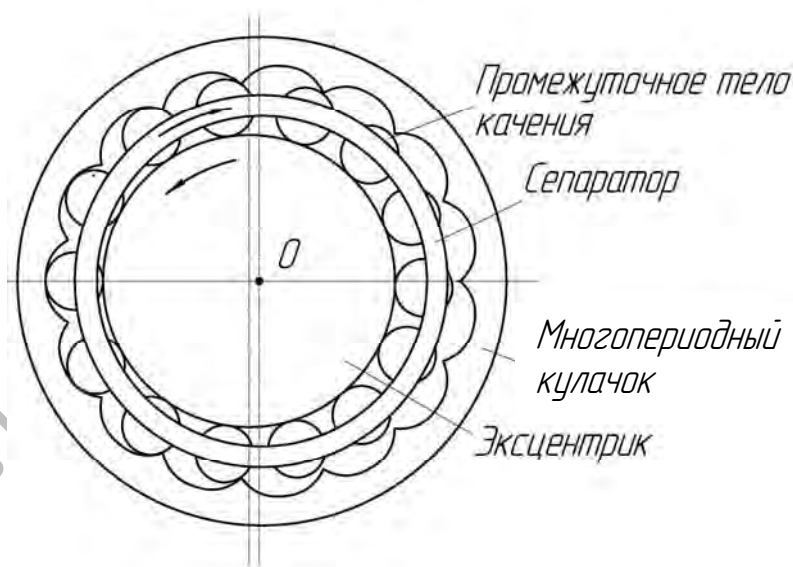


Рис. 1. Радиальная передача с промежуточными телами качения с эксцентриком

Структурно механизм подобен планетарному механизму схемы 2К–Н, содержащему центральное колесо, сателлит, внешнее колесо и водило, с тем отличием, что сателлит (в данном случае тело качения, например, ролик) имеет возможность поступательно перемещаться в радиальном направлении

относительно водила. Ролик, перемещаясь в радиальном пазу водила и взаимодействуя с зубом неподвижного внешнего кулачка, вынужден перемещаться относительно последнего, заставляя тем самым вращаться водило. Водило в этом случае принято называть сепаратором. Благодаря наличию нескольких

роликов, находящихся в разных фазах движения, вращение водила не прекращается даже на фазе возврата первого ролика в исходное положение.

Идея образования радиальной передачи с промежуточными телами качения может быть проиллюстрирована условным графическим построением (рис. 2). Будем считать, что в точках пересечения радиальных прямых и отрезков, рассматриваемых как боковые профили зубьев, помещены тела качения. Рисунок содержит две симметричные части. При перемещении тел качения (в правой части рисунка) вдоль неподвижных радиальных прямых от центра происходит их взаимодействие с профилями зубьев, приводящее к тому,

что зубья вынуждаются к перемещению путем поворота против часовой стрелки. При перемещении тел качения к центру зубья поворачиваются по часовой стрелке. Перемещение тел качения по радиальным прямым можно обеспечить, например, однопериодным кулачком в форме эксцентрика, содержащим участки подъема и опускания профиля. Если левый и правый боковые профили кулачка симметричны, то поднимающиеся тела качения (в правой части рисунка) и опускающиеся тела качения (в левой части рисунка) обеспечивают согласованное вращение против часовой стрелки, т. к. профили слева и справа разнонаправлены.

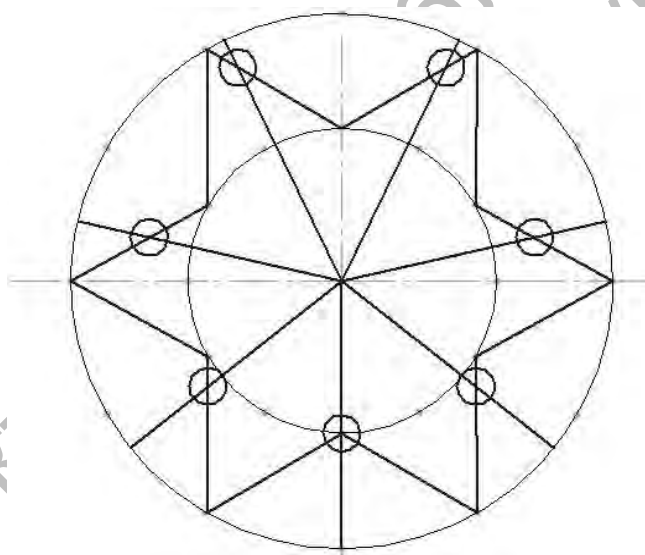


Рис. 2. Принципиальная схема радиальной передачи

Для осуществления вращения необходимо соблюдение обязательного условия: при однопериодном ведущем кулачке число радиальных прямых должно быть на единицу больше или меньше числа зубьев. Это требование вытекает из геометрических свойств пересекающихся линий, служащих профилями зубьев кулачков. В этом нетрудно убедиться, выполнив элементарные геометрические построения. При

этом число зубьев многопериодного кулачка может быть любым, т. е. четным или нечетным.

Если число роликов меньше числа зубьев кулачка, то угловой шаг роликов, который совпадает с угловым шагом прорезей сепаратора, больше, чем угловой шаг зубьев кулачка, и для своего размещения во впадине ролик должен оттолкнуть левую половину профиля зуба вперед. Следовательно, возникает

вращение кулачка в ту же сторону, что и эксцентрика. Если число роликов больше числа зубьев, то угловой шаг роликов меньше углового шага зубьев кулачка и для своего размещения во впадине ролик должен оттолкнуть правую часть профиля впадины. Следовательно, возникает вращение кулачка в сторону, противоположную вращению эксцентрика.

Предпочтительнее принимать число роликов меньшим числа зубьев кулачка, т. к. в этом случае угловой шаг будет больше, а значит, будут шире промежутки между прорезями сепаратора. Чем меньше прорезей, тем прочнее сепаратор.

Несмотря на внешнее различие, передачи радиального и осевого типов принципиально идентичны. Для подтверждения преобразуем рис. 2, условно развернув всю картину вдоль прямой линии, – получим принципиальную схему осевой передачи. Отсюда будут справедливы основные выводы, подробно изложенные в [2].

Передача может работать в режиме планетарном, рядовом или дифференциальном. При изменении числа прорезей сепаратора происходит изменение величины и знака передаточного отношения (реверсирование движения).

Передаточное отношение радиаль-

ной передачи определяется по формуле

$$i_{nl} = 1 - i_{zp},$$

где i_{nl} – передаточное отношение передачи; i_{zp} – передаточное отношение соответствующей рядовой передачи.

Формула совпадает с известной формулой Виллиса для обычного планетарного механизма. Заметим, что формула справедлива и для передач с промежуточными телами качения осевого типа [4].

Предполагается, что в рассматриваемом механизме все тела качения контактируют с зубьями кулачка. Это возможно только в том случае, если радиус тела качения меньше минимального радиуса кривизны центрального профиля кулачка. Поскольку обычно это условие по конструктивным соображениям не выполняется, при изготовлении методом фрезерования профилей зубьев как эквидистантных кривых к центральному профилю возникает заострение зубьев на тех участках, где радиус кривизны центрального профиля оказывается меньше радиуса тела качения. Вследствие этого часть кривой, эквидистантной к центральному профилю, не воспроизводится на профиле зуба. Как видно из рис. 3, действительный профиль зуба кулачка только на некотором участке соответствует центральному профилю.

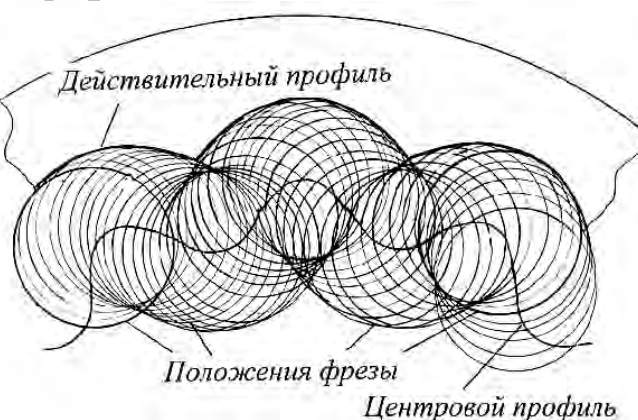


Рис. 3. Заострение профилей зубьев

Таким образом, расстояние между поверхностью эксцентрика и поверхностью зуба в радиальном направлении оказывается больше диаметра тела качения. Тело качения не удерживается этими поверхностями в определенном положении, а свободно плавает. Это иллюстрируется рис. 3, а также показано на рис. 1.

Кроме этого, передача усилия в высшей кинематической паре, каковой является пара тело качения–кулачок, может происходить только в направлении замыкания кинематической пары, т. е. на половине действительного профиля кулачка. Это уменьшает количество активных тел качения наполовину. В итоге лишь несколько тел качения участвуют в передаче усилия. Число зубьев, задействованных в передаче усилия, определяет коэффициент перекрытия передачи.

Профиль зуба многоприводного кулачка не может быть произвольным или соответствовать априорно выбранной кривой. Он однозначно определяется выбранным профилем ведущего кулачка и должен обеспечивать выполнение основного закона зацепления или, по-другому, строгое постоянство передаточного отношения. В противном случае передача хотя и может работать, но эффективной не является.

Для установления закономерности образования профиля зуба рассмотрим заменяющий рычажный механизм. Как известно из теории механизмов, эксцентрик с роликом и водилом можно рассматривать как центральный кривошипно-ползунный механизм с расширенной цапфой кривошипа, поглотившей кривошип, который в таком случае превращается в эксцентрик. Водило в этой схеме играет роль стойки (рис. 4).

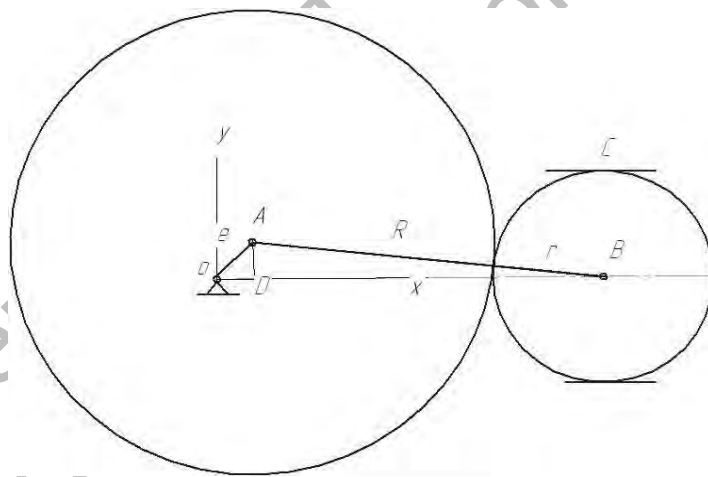


Рис. 4. Эксцентрик с роликом и водилом, заменяющий кривошипно-ползунный механизм

Число таких механизмов, равномерно размещенных по окружности относительно центральной оси механизма, равно числу роликов. Рассмотрим прямоугольные треугольники OAD и DAB. Отсюда

$$\begin{aligned} x_B &= e \cos \alpha + (R + r) \cos \beta; \\ e \sin \alpha &= (R + r) \sin \beta, \end{aligned} \quad (1)$$

где α – угол поворота кривошипа; β – угол между шатуном AB и осью x; e – величина эксцентриситета; R – радиус эксцентрика; r – радиус ролика.

Из последнего уравнения следует, что

$$\begin{aligned} \sin \beta &= \lambda \sin \alpha; \\ \lambda &= \frac{e}{R + r}. \end{aligned}$$

Производя подстановку

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

в (1), получим

$$x_B = e \cos \alpha + (R + r) \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

или

$$x_B = e \cos \alpha + (R + r) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}.$$

Для построения профиля зубьев внешнего кулачка необходимо знать декартовы координаты соответствующего центрального профиля. Переход от полярных координат к декартовым осуществляется по формулам:

$$x = \rho \cos \varphi;$$

$$y = \rho \sin \varphi,$$

где ρ – полярный радиус, $\rho = X_c$; φ – полярный угол, в данном случае $\varphi = \frac{\alpha}{z}$.

поскольку полному повороту внутреннего кулачка соответствует угловой шаг зубьев, который равен $2\pi/z$. Если угол α изменяется равномерно, то равномерно будет изменяться и полярный угол φ .

Постоянство скорости вращения является следствием того, что профиль зуба определяется условиями равномерного изменения полярного угла φ .

Декартовы координаты точек профиля:

$$X_B = x_B \cos \varphi;$$

$$Y_B = x_B \sin \varphi.$$

После соответствующих подстановок получим в окончательном виде формулы для вычисления декартовых координат профиля зуба многопериодного кулачка:

$$X_B = (e \cos \alpha +$$

$$+ ((R + r) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})) \cos \frac{\alpha}{z}; \quad (2)$$

$$Y_B = (e \cos \alpha +$$

$$+ ((R + r) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})) \sin \frac{\alpha}{z}. \quad (3)$$

В этих формулах переменная α изменяется в пределах от 0 до 2π . Анализ уравнений показывает, что описываемая ими кривая не относится к классу циклоид или каких-либо других известных кривых.

Описанным выше способом, используя заменяющий кривошипно-ползунный механизм, получили формулы для многопериодного кулачка инверсионного варианта радиального механизма с внутренними зубьями [7].

Формулы (2) и (3) применяются при изготовлении многопериодного кулачка на станке с ЧПУ, а также для передач, в которых эксцентрик заменен кулачком с произвольной формой профиля – в этом случае параметр R является функцией угла поворота ведущего кулачка.

Изготовлен и испытан опытный образец двухступенчатого планетарного редуктора, в котором в тихоходной ступени использован описанный выше планетарный механизм с промежуточными телами качения радиального типа, а в быстроходной ступени – циклоидально-цевочный планетарный редуктор (рис. 5). Ступени соединены крестовой муфтой.

В представленной на рис. 5 конструкции тихоходной ступени радиус эксцентрика составляет 42 мм, эксцентриситет – 4 мм, число зубьев многопериодного кулачка – 12, число роликов – 11, диаметр роликов – 16 мм.

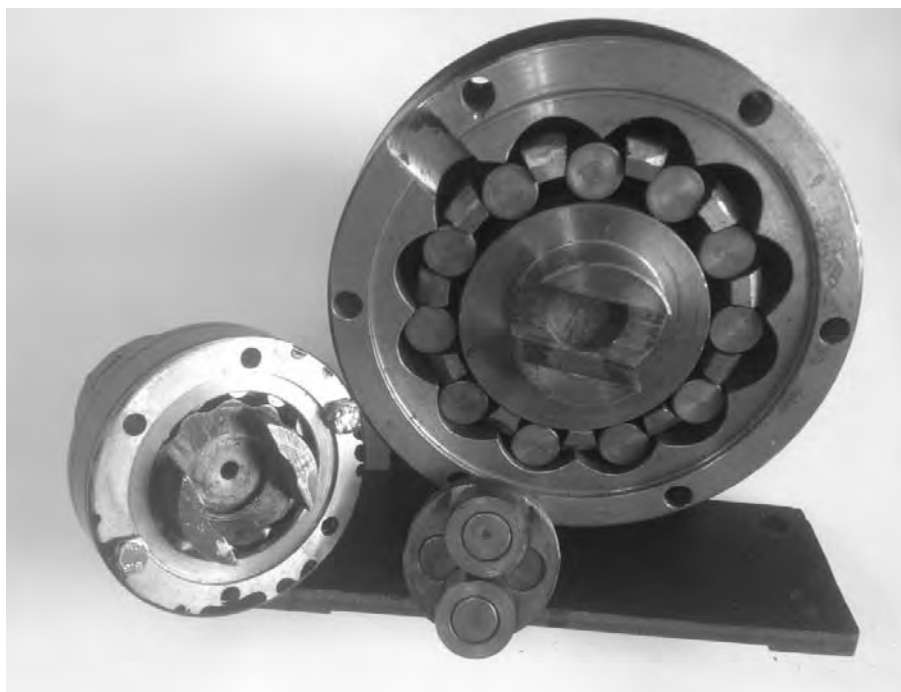


Рис. 5. Общий вид опытного образца двухступенчатого редуктора с промежуточными телами качения радиального типа во второй ступени

В этом случае уравнения (2) и (3) имеют следующий вид:

$$X_B = (4 \cos \alpha + (45 \times \sqrt{1 - 0,0077 \sin^2 \alpha})) \cos(0,0833\alpha);$$

$$Y_B = (4 \cos \alpha + (45 \times \sqrt{1 - 0,0077 \sin^2 \alpha})) \sin(0,0833\alpha).$$

Опытная проверка изготовленного опытного образца в динамическом режиме подтвердила его работоспособность, люфтов и заклиниваний не наблюдалось. Визуально и проверкой по пятну контакта установлено, что в передаче усилия одновременно участвует не более двух роликов.

На основе схемы (см. рис. 5) реализован опытный образец двухступенчатого редуктора для привода запорной арматуры. Здесь в качестве тел качения используются шарики диаметром 8 мм.

Быстроходная ступень выполнена в виде планетарного механизма

схемы К–Н–V с передаточным отношением 30. Модуль зубчатых колес – 1,5 мм. Во второй ступени применен планетарный механизм с промежуточными телами качения, реализующий передаточное отношение 11. Таким образом, общее передаточное отношение редуктора – 330. Ступени соединены крестовой муфтой. Использование шариков вместо роликов технологически удобнее, однако снижает долговечность передачи и целесообразно при небольших нагрузках.

Недостатком механизма с одноперiodным ведущим кулачком является то, что нагрузка со стороны тел качения на вал и, соответственно, на подшипники передается с одной стороны. В гораздо лучших условиях работает механизм с двумя оппозитными эксцентриками. Теоретически число нагруженных тел качения оказывается в два раза больше, чем в механизме с одним эксцентриком. Здесь число зубьев кулачка может быть только четным, т. к. в двой-

ном эксцентрике рабочие поверхности расположены оппозитно. Оппозитно должны располагаться и зубья кулачка – впадина напротив впадины. Число тел качения при этом может быть только четным, в противном случае передача заклинит.

В каждой из двух зон контакта тел качения и зубьев кулачка угловые шаги зубьев и прорезей сепаратора, как и в рассмотренной выше однопериодной передаче, должны различаться на минимально возможную величину, которая, как разность между двумя четными числами, должна быть равна 2. Из этого следует, что в двухпериодной передаче число тел качения может быть больше или меньше числа зубьев кулачка на 2.

В двухпериодном кулачке в передаче усилия участвуют тела качения, расположенные оппозитно по отношению к эксцентрику, и суммарные нагрузки, действующие на эксцентрик со стороны тел качения, уравниваются на самом эксцентрике. Это является важным достоинством двухпериодного кулачка, т. к. подшипник эксцентрика, обычно являющийся наименее долговечным элементом передачи, разгружен от радиальных усилий и позволяет создать конструкцию с плавающим эксцентриком.

Иногда ссылаются на аналогию передачи с промежуточными телами

качения радиального типа и подшипника качения, однако в отличие от подшипника в таких передачах качение сопровождается значительным скольжением, т. к. длина беговой дорожки на поверхности зуба в несколько раз меньше длины беговой дорожки на эксцентрике. Аналогичное явление имеет место и на сепараторе в паре ролик–сепаратор. При повороте эксцентрика на 360° ролик делает несколько оборотов и, следовательно, должен скользить по поверхности радиального паза сепаратора.

Преимущество передачи с промежуточными телами качения по сравнению с известными планетарными передачами состоит в ее высокой перегрузочной способности, а также в отсутствии достаточно сложного устройства в виде механизма *W*. Форма рабочих элементов, кривизна поверхностей, минимизация изгибных напряжений на зубьях благоприятно отражаются на прочности передачи. Из всех элементов наиболее слабым является сепаратор – это ограничивает габариты и передаточное отношение передачи. Проблематичной является и динамика передачи при большой скорости движения тел качения. Передачу целесообразно использовать в тихоходной ступени высоконагруженного двухступенчатого планетарного механизма при сравнительно небольшом передаточном отношении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Lehmann, M.** Sinoiden – Getriebe / M. Lehmann // Konstruktion. – 1981. – № 3. – S. 102–112.
2. **Становский, В. В.** Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В. В. Становский, Т. А. Ремнева, С. М. Казакавичус // Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. – Новоуральск : Изд-во НГТИ, 2003. – С. 61–94.
3. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : монография / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с. : ил.
4. **Борисенко, Л. А.** К теории планетарных механизмов с промежуточными телами качения осевого типа / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 2. – С. 5–12.
5. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Герашенко. – Минск : БелНИИТИ, 1992. – 248 с. : ил.
6. **Пашкевич, А. М.** Методика проектирования планетарных радиально-плунжерных редукторов первого, второго и третьего классов на основе компьютерного моделирования работы зацеплений : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / А. М. Пашкевич. – Белорус.-Рос. ун-т. – Могилев, 2013. – 27 с.

7. **Борисенко, Л. А.** Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств : монография / Л. А. Борисенко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 187 с. : ил.

8. **Беляев, А. Е.** Механические передачи с шариковыми промежуточными телами / А. Е. Беляев. – Томск : Изд-во ТПУ, 1992. – 231 с.

Статья сдана в редакцию 20 мая 2015 года

Леонид Анатольевич Борисенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-295-45-18-48.

Leonid Anatolyevich Borisenko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-295-45-18-48.

Электронная библиотека
Белорусско-Российского университета